

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
«ХАРКІВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ»

**МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ**  
**до виконання випускної роботи бакалавра**

**РОЗРАХУНОК ГАЗОТУРБІННОЇ УСТАНОВКИ**  
для студентів спеціальності 142 «Енергетичне машинобудування»,  
спеціалізацій 142.02 «Комп'ютерна інженерія турбомашин»,  
142.08 «Теплові процеси в енергетичному обладнанні»

Затверджено  
редакційно-видавничою  
радою університету,  
протокол № 1 от 19.02.2020

Харків  
НТУ «ХПІ»  
2020

Методичні вказівки до виконання випускної роботи бакалавра  
«Розрахунок газотурбінної установки» для студентів спеціальності 142  
«Енергетичне машинобудування», спеціалізацій 142.02 «Комп'ютерна  
інженерія турбомашин», 142.08 «Теплові процеси в енергетичному  
обладнанні» / уклад.: Юдін Ю.О., Литвиненко О.О., Лапузін О.В.– Харків:  
НТУ «ХП», 2020. – 37 с.

Укладачі: Ю.О. Юдін  
О.О. Литвиненко  
О.В. Лапузін

Рецензент О.І. Тарасов

Кафедра турбінобудування

## ВСТУП

Газотурбінні установки (ГТУ) одержали поширення в різноманітних галузях народного господарства. ГТУ поєднують у собі комплекс властивостей, що забезпечують можливості їх широкого використання в наземних установках, основними з яких є: низька вартість, особливо при застосуванні авіадвигунів, що відпрацювали льотний ресурс; мала питома маса і габарити; широкий діапазон кліматичних умов використання; можливість роботи на різних типах пального: гасі, дизельному паливі, газі; практично повна автоматизація керування роботою двигуна.

Вимоги до ГТУ можуть бути різними, що відображається на побудові їх схем, а це в свою чергу, впливає на термодинамічні процеси і особливості розрахунку при проектуванні ГТУ.

Випускна робота бакалавра являє собою рішення комплексної задачі проектування газотурбінної установки (газотурбінного двигуна) простої або складної схеми для застосування в якості привода нагнітача газу на газоперекачувальних станціях, електрогенератора на електричних станціях, в авіації і інших транспортних засобах.

На першому етапі виконують розрахунок схеми ГТУ на номінальний режим роботи, а саме визначають оптимальний ступінь стиску, при якому ККД або надлишкова робота набирають максимального значення, а питома витрата робочого тіла – мінімального значення.

На другому та третьому етапах виконують орієнтовані розрахунки проточних частин газової турбіни та компресора при обраних параметрах.

## 1. ОПИС ПРИНЦИПАЛЬНИХ СХЕМ ГАЗОТУРБІННИХ УСТАНОВОК

Газотурбінні установки в теперішній час є основним видом привода відцентрових нагнітачів на великих магістральних газопроводах і розглядаються як агрегати, що виробляють два типи енергії: механічну для привода нагнітача і теплову – у формі теплоти відхідних газів, яка підлягає утилізації.

В газотурбінній установці, як і в кожному тепловому двигуні, мають місце такі термодинамічні процеси: стиск, підвід теплоти, розширення. Ці процеси безперервно відбуваються в різних елементах ГТУ (компресорі, камері згоряння, газовій турбіні), що розташовані послідовно по ходу робочого тіла [1, 2].

Найбільш поширеними є ГТУ відкритого циклу (одновальні та багатовальні з вільною силовою турбіною).

Схема одновальної ГТУ подана на рис. 1.1. Робочій процес в цьому випадку здійснюється у такій послідовності. Атмосферне повітря з тиском  $P_1$  і температурою  $T_1$ , пройшовши системи повітряних фільтрів, надходить на вхід до компресора, в якому стискається до параметрів  $P_2$  і  $T_2$ . При проходженні через камеру згоряння до повітря додається паливо (рідке або газоподібне) і в результаті згоряння при постійному тиску робоче тіло нагрівається до температури  $T_3$ . Після камери згоряння продукти згоряння подаються до турбіни, де здійснюється процес розширення до параметрів  $P_4$  і  $T_4$ , і тепла енергія перетворюється в механічну енергію обертання вала. Оскільки газова турбіна є ще й приводом компресора, то надлишкова (корисна) робота, що передається для привода нагнітача, розраховується як різниця роботи розширення та стику.

В одновальних установках всі елементи газоперекачувального агрегата (ГПА) – осьовий компресор, газова турбіна і нагнітач – знаходяться на одному валу, і, звісно, при роботі вони всі мають одну ту ж саму частоту обертання. Різні закони зміни характеристик газопроводу і одновальної ГТУ

приводять до того, що при зниженні частоти обертання одновальна ГТУ швидше втрачає потужність, ніж знижується потужність, що споживається нагнітачем. Це приводить до того, що одновальна ГТУ буде забезпечувати режим роботи нагнітача тільки в обмеженому діапазоні зміни частоти обертання. Тому в теперішній час одновальні ГТУ для перекачки газу на газопроводах використовуються рідко.

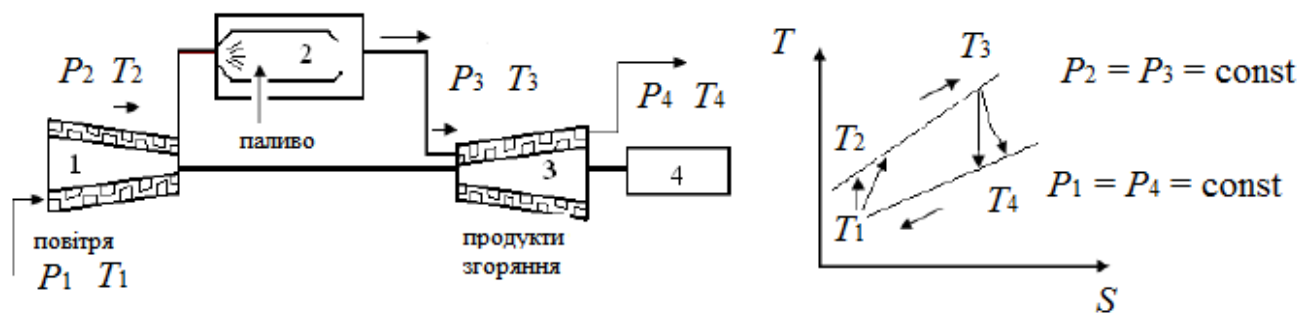


Рисунок 1.1 – Схема та  $T,S$ -діаграма одновальної газотурбінної установки

1 – компресор; 2 – камера згоряння; 3 – турбіна; 4 – нагнітач.

До багатовальних установок відносять двовальні ГТУ з вільною силовою турбіною, в яких вал корисної потужності відділений від турбокомпресора (рис. 1.2), тому між ними немає однозначного зв'язку [1, 2]. Це дає можливість нагнітачу мати будь-яку необхідну частоту обертання.

Крім того, двовальні ГТУ мають кращі економічні характеристики не тільки на часткових навантаженнях, але і при розрахунковому навантаженні. Тому двовальні установки більш поширені на магістральних газопроводах.

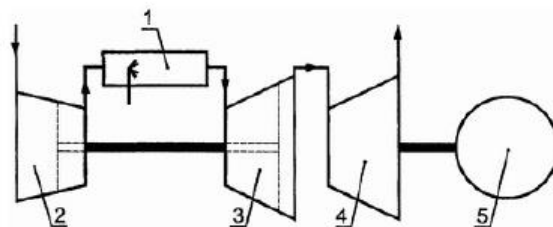


Рисунок 1.2 – Двовальна ГТУ з вільною силовою турбіною

1 – камера згоряння; 2 – компресор; 3 – турбіна високого тиску; 4 – турбіна низького тиску (вільна силова); 5 – нагнітач.

Оскільки продукти згоряння мають високу температуру на виході з останньої по ходу газів турбіни (400 – 600 °С), цю теплоту доцільно утилізувати.

До способів утилізації теплоти відхідних газів відносять [1, 2]:

- ✓ використання теплоти відхідних газів в регенераторі для підігріву повітря перед камерою згоряння (рис. 1.3);
- ✓ утилізацію теплоти відхідних газів в котлі-утилізаторі для вироблення пари для парової турбіни в парогазовому циклі;
- ✓ утилізацію теплоти відхідних газів в котлі-утилізаторі для вироблення пари або гарячої води для споживчих нужд в когенераційних установках.

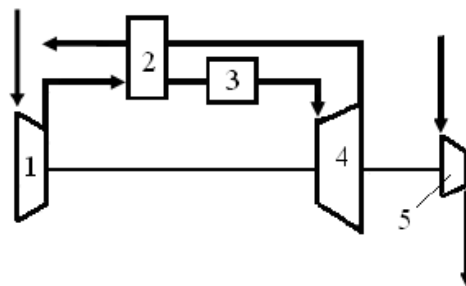


Рисунок 1.3 – ГТУ з підігрівом повітря перед камерою згоряння в регенераторі  
(ГТУ з регенерацією)

1 – компресор; 2 – регенератор; 3 – камера згоряння;  
4 – газова турбіна; 5 – нагнітач.

## 2. РОЗРАХУНОК СХЕМИ ГТУ НА НОМІНАЛЬНИЙ РЕЖИМ РОБОТИ. ВИБІР ОПТИМАЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ

### 2.1 Термодинамічний розрахунок газотурбінних установок

Термодинамічний розрахунок виконується з метою визначення оптимального ступеня стиску (ступеня підвищення тиску)  $\phi_k$ , а також для визначення параметрів і характеристик робочого процесу, основних показників ГТУ, що відповідають оптимальному значенню величини  $\phi_k$  [2,3]. Усі розрахунки зазвичай проводяться за питомими величинами, віднесеними до одного кілограму сухого повітря, що надійшло для стиску в компресор ГТУ. Робочим тілом циклу ГТУ є ідеальний газ, який підпорядковується рівнянню Клапейрона.

В дійсності робочими тілами ГТУ є багатоконпонентні реальні гази (вологе повітря, продукти згоряння), для яких неможливо побудувати точні таблиці та діаграми. Тому в якості робочих тіл ГТУ приймають ідеальні гази того ж складу, що і реальні гази. Крім того, в сучасних ГТУ відносно низький тиск робочого тіла.

Реальні процеси в ГТУ враховуються адіабатичними (внутрішніми відносними) ККД компресора (процесу стиску)  $\eta_k$  і турбіни (процесу розширення)  $\eta_t$ , ККД камери згоряння  $\eta_{k,c}$ , коефіцієнтом гідравлічних втрат  $\epsilon$  [2, 3].

Відносні адіабатичні ККД компресорів і газових турбін визначаються як співвідношення питомих робіт в реальних політропних процесах і питомих робіт відповідних адіабатних процесів (2.1).

$$\eta_k = \frac{L_k}{L_{k,d}}, \quad \eta_t = \frac{L_{t,d}}{L_t}, \quad (2.1)$$

де  $L_k$  і  $L_t$  – питома робота стиску в ідеальному компресорі і розширення в ідеальній турбіні, кДж/кг;  $L_{k,d}$  і  $L_{t,d}$  – питома робота стиску в реальному компресорі і розширення в реальній турбіні, кДж/кг.

Механічні втрати на тертя в турбіні та компресорі враховуються їх механічними ККД –  $\eta_{м.т}$  і  $\eta_{м.к}$ , які приймаються в діапазоні значень (0,96 – 0,99) для турбіни і (0,92 – 0,96) для компресора.

До найважливіших характеристик циклу і показників роботи ГТУ відносять також: ефективний ККД установки  $\eta_{еф.}$ , коефіцієнт корисної потужності  $\lambda$ , питому витрату палива  $b_{п.}$ , питому витрату теплоти  $q_{гту}$ , питому витрату повітря  $b_{пов.}$ .

*При термодинамічному розрахунку беруть які відомі такі величини [3]:*

- ✓ ефективну потужність ГТУ  $N_{гту}$ , МВт з технічного завдання на проектування;
- ✓ температуру та тиск навколишнього повітря  $T_1$ , К і  $P_1$ , бар. Беруть виходячи з середньорічних параметрів навколишнього середовища;
- ✓ температуру газів перед турбіною  $T_3$ , К. Беруть з умов надійності і довговічності лопаткового апарата турбіни;
- ✓ ступінь регенерації  $\rho$  (якщо в схемі присутня регенерація). Приймається з умов експлуатації обраного регенератора  $0,5 < \rho < 0,8$ ;
- ✓ коефіцієнт гідравлічних втрат  $\varepsilon$ . Приймається з досвіду проектування різних схем ГТУ  $0,75 < \varepsilon < 0,9$ .
- ✓ ступінь стиску  $\phi_k$ . Задається діапазон значень від 2 до 16 при температурі газів перед турбіною  $T_3 < 1000$  К, від 2 до 25 при  $T_3 > 1000$ К;
- ✓ ізобарні теплоємності повітря і продуктів згоряння в першому наближенні беруть  $Cp_{пов.}=1,01$  кДж/(кг·град),  $Cp_{г.}=1,17$  кДж/(кг·град). Потім уточнюються при середній температурі за залежностями

$$Cp_{пов.} = 1,01 + 1,67 \cdot 10^{-4} \cdot (T_{сер} - 325), \quad (2.3)$$

$$Cp_{г.} = 1,17 + 2,41 \cdot 10^{-4} \cdot (T_{сер} - 973). \quad (2.4)$$



## 2.2 Порядок термодинамічного розрахунку газотурбінної установки

Відносні адіабатичні ККД турбіни і компресора задаються  $\eta_k = (0,86 - 0,9)$ ,  $\eta_t = (0,85 - 0,9)$ , а потім уточнюються при розрахунках проточних частин турбіни і компресора.

Розрахунок схеми ГТУ на номінальний режим проводиться для кожного ступеня стиску  $\phi_k$  з заданого діапазону і завжди починається з розрахунку компресора [3]. Теплоємність повітря спочатку задається, а потім перераховується за середньою температурою, як описано в 2.1.

Якщо схема ГТУ складна (має кілька ступенів стиску, згоряння) розрахунок схеми починають з розрахунку компресора низького тиску. В цьому випадку загальний ступень стиску в компресорах розподіляють таким чином

$$\phi_{k1} = \phi_{k2}, \phi_k = \phi_{k1} \cdot \phi_{k2}. \quad (2.5)$$

Робота компресора, кДж/кг

$$L_k = C_{p1} T_1 (\phi_k^{m_{пов}} - 1) / \eta_k. \quad (2.6)$$

Показник степеня  $m_{пов} = 0,286$ .

Температура повітря, К, на виході з компресора

$$T_2 = T_1 + \frac{L_k}{C_{p1}}. \quad (2.7)$$

Середня температура повітря в компресорі

$$T_{сеп} = \frac{T_1 + T_2}{2}. \quad (2.8)$$

Далі виконується перерахунок теплоємності і роботи компресора, температури повітря за компресором за формулами (2.3), (2.6) і (2.7) [3].

Тиск повітря за компресором, бар

$$P_2 = P_1 \cdot \phi_k. \quad (2.9)$$

Якщо схема ГТУ складна, компресори низького і високого тиску розраховуються також за формулами (2.6) – (2.9).

Ступінь розширення в турбіні розраховується з урахуванням коефіцієнта гідравлічних втрат:

$$\varphi_T = \varphi_K \cdot \varepsilon. \quad (2.10)$$

Якщо схема має кілька турбін, за формулою (2.10) розраховується загальний ступінь розширення, який потім розподіляється по турбінах. При цьому, загальний ступінь розширення

$$\varphi_T = \varphi_{T1} \cdot \varphi_{T2} \cdot \dots \cdot \varphi_{Tn}. \quad (2.11)$$

Робота газової турбіни, кДж/кг

$$L_T = Cp_3 T_3 \left( 1 - \frac{1}{(\varphi_T)^{m_T}} \right) \eta_T. \quad (2.12)$$

Показник степеня  $m_T = 0,248$ .

Температура газу, К, на виході з газової турбіни

$$T_4 = T_3 - \frac{L_T}{Cp_3}. \quad (2.13)$$

Середня температура газу в турбіні

$$T_{\text{сеп}} = \frac{T_3 + T_4}{2}. \quad (2.14)$$

Далі виконується перерахунок теплоємності і роботи турбіни, температури газу за турбіною за формулами (2.4), (2.12) і (2.13) [3].

Тиск газу перед турбіною, бар

$$P_3 = P_4 \cdot \varphi_T. \quad (2.15)$$

Якщо схема має кілька турбін, то при розрахунках враховуються балансові рівняння. Наприклад, для схеми (рис. 1.2) турбіна високого тиску (ТВТ) є приводом до компресора, турбіна низького тиску (ТНТ) віддає корисну роботу на привід нагнітача. Для цієї схеми застосовуються такі рівняння:

$$L_{\text{ТВТ}} = L_K, \quad (2.16)$$

$$\varphi_{\text{ТВТ}} = \left[ \frac{1}{1 - \frac{L_{\text{ТВТ}}}{Cp_{\text{г}} T_3 \eta_{\text{ТВТ}}}} \right]^{\frac{1}{m_{\text{г}}}}, \quad (2.17)$$

$$\varphi_{\text{ТНТ}} = \varphi_T / \varphi_{\text{ТВТ}}, \quad (2.18)$$

$$T_{41} = T_3 - \frac{L_{\text{ТВТ}}}{Cp_{\text{г}}}, \quad (2.19)$$

$$L_{\text{тнт}} = C p_{\Gamma} T_{41} \left( 1 - \frac{1}{(\varphi_{\text{тнт}})^{m_{\Gamma}}} \right) \eta_{\text{тнт}}, \quad (2.20)$$

$$T_4 = T_{41} - \frac{L_{\text{тнт}}}{C p_{\Gamma}}, \quad (2.21)$$

$$P_{41} = P_4 \cdot \varphi_{\text{тнт}}, \quad P_3 = P_{41} \cdot \varphi_{\text{твт}}. \quad (2.22)$$

У рівняннях (2.16) – (2.22) індексами «тнт», «твт» позначені параметри турбін низького та високого тисків, а індексом «41» параметри перед турбіною низького тиску [3].

Корисна або надлишкова робота розраховується також згідно з компоновкою схеми. Так, для схеми, що зображена на рисунку 1.1, де турбіна є приводом компресора і нагнітача, надлишкова робота, кДж/кг, розраховується за формулою

$$L_{\text{надл}} = L_{\Gamma} - L_{\kappa}. \quad (2.23)$$

Для схеми на рисунку 1.2, де приводом нагнітача є вільна силова турбіна низького тиску, надлишкова робота, кДж/кг, розраховується за формулою

$$L_{\text{надл}} = L_{\text{тнт}}. \quad (2.24)$$

Теплота, що підведена у камері згоряння, кДж/кг, розраховується за формулою

$$q_{\kappa 3} = C p_{\kappa 3} (T_3 - T_2), \quad (2.25)$$

де  $C p_{\kappa 3}$  – теплоємність продуктів згоряння при середній температурі в камері згоряння (за формулою (2.4)).

Якщо в схемі є регенератор (див. рис. 1.3), то спочатку розраховується температура повітря перед камерою згоряння  $T_5$ , К, а потім теплота, що підведена в камері згоряння за формулами

$$T_5 = \rho \cdot (T_4 - T_2) + T_2, \quad (2.26)$$

$$q_{\kappa 3} = C p_{\kappa 3} (T_3 - T_5). \quad (2.27)$$

ККД установки

$$\eta = \frac{L_{\text{надл}}}{q_{\text{к.з}}} . \quad (2.28)$$

Результати розрахунків за формулами (2.5) – (2.28) вносять у таблицю 2.1.

Таблиця 2.1 – Розрахунок схеми ГТУ

Найменування величин	Результати розрахунків		
Ступінь стиску в компресорі $\varphi_{\text{к}}$	2	4, 6 ... 18	20
Робота компресора $L_{\text{к}}$ , кДж/кг			
Температура повітря за компресором $T_2$ , К			
Тиск повітря за компресором $P_2$ , бар			
Ступінь розширення в турбіні $\varphi_{\text{т}}$			
Робота турбіни $L_{\text{т}}$ , кДж/кг			
Температура газу за турбіною $T_4$ , К			
Тиск газу перед турбіною $P_3$ , бар			
Надлишкова робота $L_{\text{надл}}$ , кДж/кг			
Температура повітря після регенератора $T_5$ , К			
Теплота, що підведена в камері згоряння $q_{\text{к.з}}$ , кДж/кг			
ККД установки, $\eta$			

За результатами розрахунків будують графічні залежності  $\eta = f(\varphi_{\text{к}})$ ,  $L_{\text{надл}} = f(\varphi_{\text{к}})$  (див. рис. 2.1 і 2.2). По цім графікам знаходять оптимальний ступінь стиску, при якій будуть максимальними ККД або надлишкова робота.

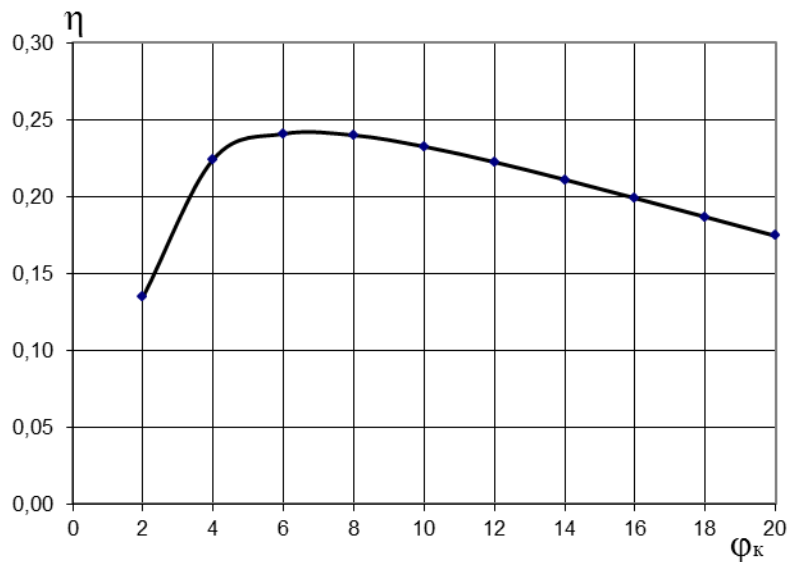


Рисунок 2.1 – Залежність ККД установки від ступеня стиску в компресорі

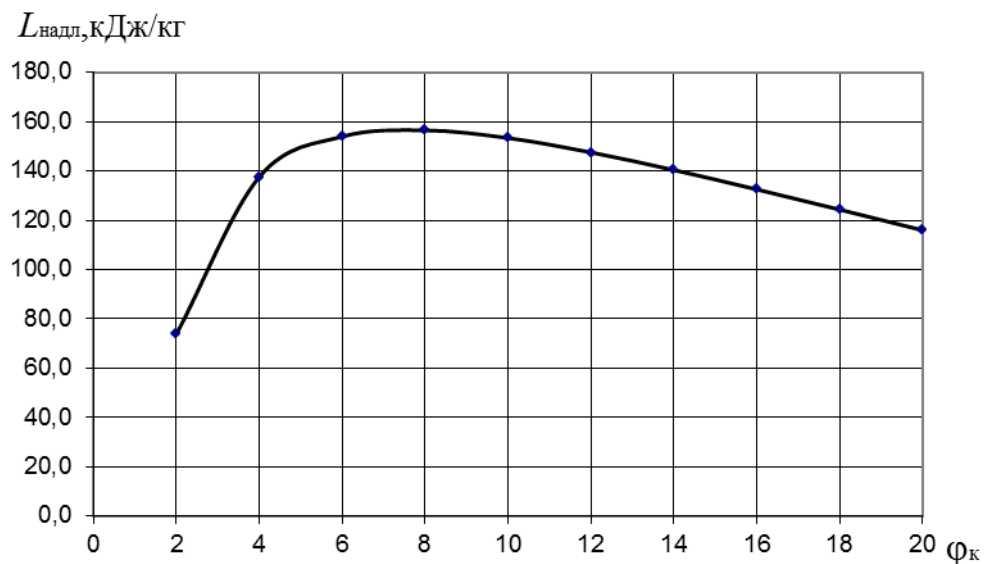


Рисунок 2.2 – Залежність надлишкової роботи установки від ступеня стиску в компресорі

*Всі параметри при оптимальному ступеню стиску є оптимальними для даної установки. Наступний розрахунок виконують саме для оптимальних параметрів, а результати вносять у таблицю 2.2 [1-3].*

Витрата робочого тіла, кг/с, розраховується за формулою

$$G_r = N_{\text{гту}} / L_{\text{нагл}}. \quad (2.29)$$

Повна витрата теплоти в камері згоряння, Вт

$$Q_{к.з} = G_{г} \cdot q_{к.з}. \quad (2.30)$$

Потужність, що виробляє турбіна, Вт

$$N_{т} = G_{г} \cdot L_{т} \cdot \eta_{м.т}. \quad (2.31)$$

Витрата паливного газу, кг/с, розраховується з рівняння теплового балансу камери згоряння

$$B_{п} = Q_{к.з} / (Q_{н}^p \cdot \eta_{к.з}), \quad (2.32)$$

де  $\eta_{к.з} = (0,98 - 0,99)$  – ККД камери згоряння,  $Q_{н}^p$  – робоча нижня теплота згоряння палива, кДж/кг.

Витрата повітря на компресор, кг/с

$$G_{пов} = G_{г} - B_{п} \quad (2.33)$$

Потужність, яку споживає компресор розраховується за формулою, Вт

$$N_{к} = G_{пов} \cdot L_{к} / \eta_{м.к}. \quad (2.34)$$

Ефективний ККД установки

$$\eta_{еф} = \frac{N_{гту}}{q_{к.з} G_{г}}. \quad (2.35)$$

Питома витрата повітря, кг/(кВт·год)

$$b_{пов} = \frac{3600 \cdot G_{пов}}{N_{гту}}. \quad (2.36)$$

Питома витрата робочого газу на установку, кг/(кВт·год)

$$b_{г} = \frac{3600 \cdot G_{г}}{N_{гту}}. \quad (2.37)$$

Питома витрата паливного газу на установку, кг/(кВт·год)

$$b_{п} = \frac{3600 \cdot B_{п}}{N_{гту}}. \quad (2.38)$$

Питома витрата теплоти в установці, кДж/(кВт·год)

$$q_{гту} = \frac{3600 \cdot B_{п} \cdot Q_{н}^p}{N_{гту}}. \quad (2.39)$$

Таблиця 2.2 – Основні показники схеми ГТУ

Найменування величин	Значення
Оптимальний ступінь стиску в компресорі $\varphi_k$	
Витрата робочого тіла $G_r$ , кг/с	
Повна витрата теплоти в камері згоряння $Q_{k,z}$ , Вт	
Потужність, що виробляє турбіна $N_T$ , Вт	
Потужність, яку споживає компресор $N_k$ , Вт	
Ефективний ККД установки $\eta_{ef}$	
Питома витрата повітря $b_{пов}$ , кг/(кВт·год)	
Питома витрата робочого газу на установку $b_r$ , кг/(кВт·год)	
Питома витрата паливного газу на установку $b_p$ , кг/(кВт·год)	
Питома витрата теплоти в установці $q_{гту}$ , кДж/(кВт·год)	

### 3. ПОПЕРЕДНІЙ РОЗРАХУНОК ОСЬОВОГО КОМПРЕСОРА

#### 3.1 Загальний пристрій і принцип дії осьового компресора

Основними принциповими елементами пристрою осьового компресора є розташовані попарно вінці обертових і нерухомих лопаток. Кожен вінець обертових лопаток утворює робоче колесо (РК), а кожен вінець нерухомих лопаток – напрямний апарат (НА).

Кожна пара РК і НА є ступенем компресора, тобто секцією, в якій повністю реалізується його принцип дії з відповідним підвищенням тиску (рис. 3.1).

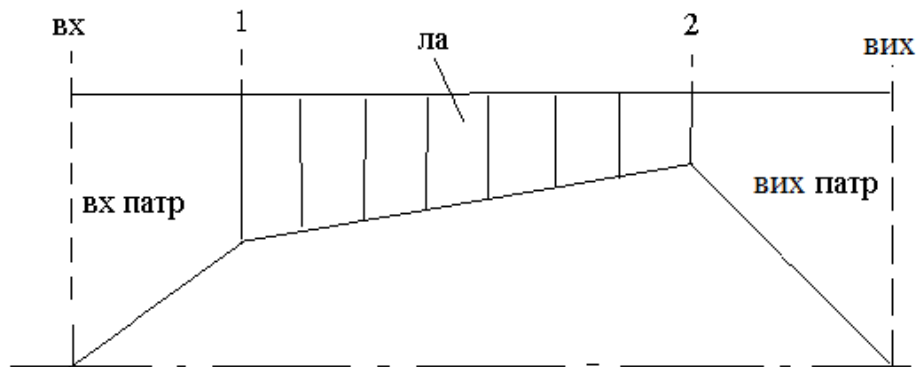


Рисунок 3.1 – Схема осьового компресора

Розташування ступенів в осьовому компресорі здійснюється конструктивно порівняно не складно, оскільки в ньому кожна частинка повітря рухається по траєкторіях, майже рівновіддалених від осі компресора (звідси компресори і отримали назву осьових). При допустимому рівні гідравлічних втрат можливе підвищення тиску в одному ступені відносно невелике, тому компресори завжди виконуються багатоступінчатими.

Завдяки стиску повітря щільність його в кожному ступені зростає, і при незмінній масовій витраті об'ємна витрата повітря падає. Оскільки осьова швидкість руху повітря в компресорі змінюється не сильно, то це призводить



до необхідності зменшення прохідних перерізів, тому висоти лопаток по ходу руху повітря зменшуються [4].

### **Вихідні дані для розрахунку компресора**

Для розрахунку компресора необхідно сформулювати вихідні дані за принципом, що представлений нижче.

Робочим тілом компресора є повітря. Параметри повітря:

$P_{\text{вх}}^*$ , Па – тиск гальмування на вході в компресор;

$T_{\text{вх}}^* = T_1^*$ , К – температура гальмування на вході в компресор;

$\eta_k^*$  – ККД компресора;

$G = G_{\text{пов}}$ , кг/с – витрата повітря;

$\pi_k^*$  – ступінь підвищення тиску (у розділі 2, п. 2.2 позначали, як  $\phi_k$ );

$K = 1,4$  – показник адіабати;

$R = 287,4$  Дж/(кг·К) – газодинамічна постійна;

$C_p = C_{p\text{пов}}$ , Дж/(кг·К) – ізобарна теплоємність;

$\bar{C}_{1a} = 0,5$  – коефіцієнт витрати на вході, задаємо;

$\bar{C}_{2a} = 0,42$  – коефіцієнт витрати на виході, задаємо;

*Дані для розрахунку  $D_k = \text{const}$ :*

$D_k$  – периферійний діаметр робочих лопаток ступенів компресора (внутрішній діаметр корпусу), м;

$n$  – частота обертання, об/хв;

$U_k = \frac{\pi D_k n}{60}$ , м/с – колова швидкість ступенів.

За коловою швидкістю визначаємо режим роботи компресора: дозвуковий чи надзвуковий.

### **3.2 Попередній розрахунок осьового компресора**

При відсутності даних про коефіцієнти втрат у проєктованих патрубках для попередніх розрахунків з урахуванням наявності вхідного напрямного апарата і вхідного напрямного апарата беруть  $\zeta_{\text{вх}} = 0,1 \dots 0,2$  і  $\zeta_{\text{вих}} = 0,3 \dots 0,6$ .

При малих значеннях швидкостей  $C_{1a} = 80 - 130$  м/с (як правило стаціонарні установки) ступені виконують приблизно з постійною осьовою швидкістю (зменшуючи її іноді тільки в останніх ступенях до  $C_a = 80 - 100$  м/с). При великих осьових швидкостях  $C_{1a} = 150 - 180$  м/с (як правило транспортні установки) її поступово зменшують від перших до останніх ступенів до значень швидкості  $100 - 130$  м/с для зменшення втрат в вихідному патрубку за останнім ступенем.

Беремо значення коефіцієнтів втрат:  $\zeta_{\text{вх}} = 0,1$  і  $\zeta_{\text{вих}} = 0,3$  і визначаємо значення швидкостей.

*Визначення параметрів на вході і виході з лопаткового апарата.*

Осьова швидкість на вході в компресор, м/с

$$C_{1a} = \bar{C}_{1a} \cdot U_K. \quad (3.1)$$

Осьова швидкість на виході з компресора, м/с

$$C_{2a} = \bar{C}_{2a} \cdot U_K. \quad (3.2)$$

Первісне значення ступеня підвищення тиску лопаткового апарата (ла) (див. рис. 3.1):

$$\pi_{\text{ла}}^* = \frac{\pi_k^*}{\sigma_{\text{вх}} \cdot \sigma_{\text{вих}}}. \quad (3.3)$$

Беремо в першому наближенні коефіцієнти втрат тиску гальмування: у вхідному патрубку  $\sigma_{\text{вх}} = 0,99$  і вихідному патрубках  $\sigma_{\text{вих}} = 0,98$ .

Температура загальмованого потоку на виході лопаткового апарату компресора в перетині 2, К:

$$T_2^* = T_1^* \cdot \pi_{\text{ла}}^*^{\frac{k-1}{k\eta_k^*}}. \quad (3.4)$$

Температура газу на виході лопаткового апарату компресора в перетині 2, К:

$$T_2 = T_2^* - \frac{C_{2a}^2}{2 \cdot C_p}. \quad (3.5)$$

Густина загальмованого потоку на виході лопаткового апарата компресора в перетині 2, кг/м<sup>3</sup>:

$$\rho_2^* = \frac{\pi_{\kappa}^* \cdot P_{\text{ВХ}}^*}{R \cdot T_2^* \cdot \sigma_{\text{ВІХ}}} \quad (3.6)$$

Густина газу на виході лопаткового апарату компресора в перетині 2, кг/м<sup>3</sup>:

$$\rho_2 = \rho_2^* \left( \frac{T_2}{T_2^*} \right)^{\frac{1}{k-1}} \quad (3.7)$$

Втрата повного тиску у вихідному патрубку, між перетинами 2 і вихід (див. рис 3.1), Па:

$$\Delta p_{\text{ВІХ}} = \xi_{\text{ВІХ}} \frac{\rho_2 \cdot C_2^2}{2} \quad (3.8)$$

Уточнюємо  $\sigma_{\text{ВІХ}}$  – коефіцієнт втрат повного тиску у вихідному патрубку:

$$\sigma_{\text{ВІХ}} = \frac{P_{\text{ВХ}}^* \cdot \pi_{\kappa}^*}{P_{\text{ВХ}}^* \cdot \pi_{\kappa}^* + \Delta p_{\text{ВІХ}}} \quad (3.9)$$

Визначаємо статичну температуру газу на вході в лопатковий апарат компресора, К:

$$T_1 = T_{\text{ВХ}}^* - \frac{C_{1a}^2}{2 \cdot C_p} \quad (3.10)$$

Густина загальмованого потоку в перетині 1 на вході в лопатковий апарат компресора, кг/м<sup>3</sup>:

$$\rho_1^* = \frac{P_{\text{ВХ}}^* \cdot \sigma_{\text{ВІХ}}}{R \cdot T_{\text{ВХ}}^*} \quad (3.11)$$

Густина газу в перетині 1 на вході в лопатковий апарат компресора, кг/м<sup>3</sup>:

$$\rho_1 = \rho_1^* \left( \frac{T_1}{T_{\text{ВХ}}^*} \right)^{\frac{1}{k-1}} \quad (3.12)$$

Втрата тиску у вхідному патрубку, між перетинами вхід і 1 (див. рис 3.1), Па:

$$\Delta p_{\text{ВХ}} = \xi_{\text{ВХ}} \rho_1 \cdot \frac{C_{1a}^2}{2} \quad (3.13)$$

Уточнюємо  $\sigma_{\text{вх}}$  :

$$\sigma_{\text{вх}} = \frac{P_{\text{вх}}^* - \Delta p_{\text{вх}}}{P_{\text{вх}}^*}. \quad (3.14)$$

Ступінь підвищення тиску лопаткового апарата:

$$\pi_{\text{ла}}^* = \frac{\pi_k^*}{\sigma_{\text{вх}} \cdot \sigma_{\text{вих}}}. \quad (3.15)$$

Робота лопаткового апарата (адіабатичний напір), кДж/кг,

$$H_{\text{ла}}^* = \frac{k}{k-1} \cdot R \cdot T_1^* \left( \pi_{\text{ла}}^{*\frac{k-1}{k}} - 1 \right). \quad (3.16)$$

Витрачена робота компресора, кДж/кг,

$$H_{\kappa} = \frac{H_{\text{ла}}^*}{\eta_k^*}. \quad (3.17)$$

Потужність компресора, Вт,

$$N_{\kappa} = G \cdot H_{\kappa}. \quad (3.18)$$

*Визначення геометричних розмірів.*

Площа проточної частини на вході, м<sup>2</sup>,

$$F_1 = \frac{G}{\rho_1 \cdot C_{1a}}. \quad (3.19)$$

Площа проточної частини на виході, м<sup>2</sup>,

$$F_2 = \frac{G}{\rho_2 \cdot C_{2a}}. \quad (3.20)$$

При постійному діаметрі корпусу  $D_{1\kappa} = D_{2\kappa}$ .

Діаметр втулки на вході, м,

$$D_{1\text{вт}} = \sqrt{D_{1\kappa}^2 - \frac{4F_1}{\pi}}. \quad (3.21)$$

Висота лопатки на вході, м,

$$h_1 = \frac{D_{1\kappa} - D_{1\text{вт}}}{2}. \quad (3.22)$$

Діаметр втулки на виході, м,

$$D_{2\text{вТ}} = \sqrt{D_{2\text{к}}^2 - \frac{4F_2}{\pi}}. \quad (3.23)$$

Висота лопатки на виході, м,

$$h_2 = \frac{D_{2\text{к}} - D_{2\text{вТ}}}{2}. \quad (3.24)$$

*Визначення числа ступенів і розподіл напорів. Вибір середнього значення коефіцієнта витраченого напору.*

Для середньонавантажених дозвукових ступенів осевого компресора значення середнього коефіцієнта витраченого напору лежать в діапазоні  $\bar{H}_{\text{зсер}} = 0,23 - 0,27$ . Для значно навантажених  $\bar{H}_{\text{зсер}} = 0,27 - 0,31$ .

Вибір більш високих значень  $\bar{H}_Z$ , тобто підвищення навантаження ступенів, зазвичай призводить до зниження ККД всього компресора. Так, якщо при  $\bar{H}_Z = 0,23 - 0,27$  середнє значення ККД ступеня становить  $\eta_{\text{ст}}^* = 0,89 - 0,895$ , то при  $\bar{H}_Z = 0,27 - 0,31$  воно знижується до  $\eta_{\text{ст}}^* = 0,88 - 0,885$ .

Число ступенів компресора

$$Z = \frac{H_{\text{к}} - 0,55\bar{H}_{\text{зсер}} \cdot U_{\text{к}}^2}{\bar{H}_{\text{зсер}} \cdot U_{\text{к}}^2} + 1. \quad (3.25)$$

Число ступенів округляється до цілого значення і середній коефіцієнт витраченого напору  $\bar{H}_{\text{зсер}}$  перераховується:

$$\bar{H}_{\text{зсер}} = \frac{H_{\text{к}}}{((Z-1) \cdot U_{\text{к}}^2 + 0,55 \cdot U_{\text{к}}^2)}. \quad (3.26)$$

Розподіл коефіцієнта напору по ступенях з використанням середнього коефіцієнта напору  $\bar{H}_{\text{зсер}}$  можна визначати, виходячи з таких співвідношень:

- у першому дозвуковому ступені  $\bar{H}_{Z1} = (0,5-0,6) \bar{H}_{\text{зсер}}$ ;
- у першому ступені, якщо швидкість навколосвукова або надзвукова,  $\bar{H}_{Z1} = (0,75-0,85) \bar{H}_{\text{зсер}}$
- у середньому ступені – напір максимальний  $\bar{H}_{Z\text{max}} = (1,15-1,2) \bar{H}_{\text{зсер}}$ ;

- у останньому ступені  $\overline{H}_{zi} = (0,95-1,0) \overline{H}_{z\text{ср}}$

$$H_{zi}^* = \overline{H}_{zi} \cdot U_{ki}^2. \quad (3.27)$$

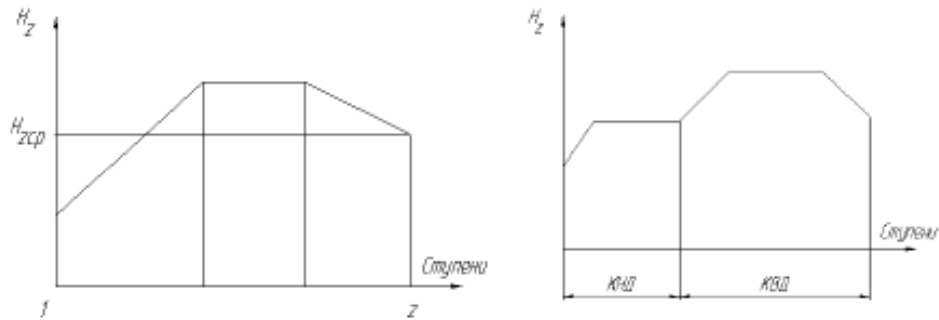


Рисунок 3.2 – Розподіл витраченої роботи по ступенях дозвукового однокаскадного та двокаскадного компресорів

При розподілі роботи (витраченого напору) по ступенях повинна дотримуватися умова:

$$H_k = \sum_{i=1}^z H_{zi}^*. \quad (3.28)$$

#### *Розподіл ККД за ступенями*

Середнім ККД ступенів є заданий ККД компресора  $\eta_k^*$ . У перших дозвукових і навколозвукових ступенях значення ККД слід знижувати на 1,5–2,5 %, в першій надзвуковий ступені на 2–4 %. В останніх ступенях ККД також знижується на 1,5–2 %. У середніх ступенях ККД збільшується на 1–2 % відносно середнього значення.

#### *Зміна температури за ступенями*

Температура гальмування на вході в перший ступінь:

$$T_1^* = T_{\text{вх}}^*. \quad (3.29)$$

Зміна температури в ступені:

$$\Delta T_{\text{cti}} = \frac{H_{zi}^*}{C_p}. \quad (3.30)$$

Температура гальмування на вході в наступні ступені дорівнює відповідно температурі на виході з попередніх ступенів:

$$T_{li}^* = T_{3(i-1)}^* = T_{1(i-1)}^* + \Delta T_{\text{cti}} \quad (3.31)$$

Адіабатна зміна температури в ступені

$$\Delta T_{\text{ст.ад}i} = \Delta T_{\text{см}i} \cdot \eta_{\text{ад.ст}i}^* \quad (3.32)$$

Адіабатна температура гальмування на виході зі ступеня

$$T_{\text{зад}i}^* = T_{\text{л}i}^* + \Delta T_{\text{ст.ад}i} \quad (3.33)$$

*Ступінь підвищення тиску в ступені*

$$\pi_{\text{ст}i}^* = \left( \frac{T_{\text{зад}i}^*}{T_{\text{л}i}^*} \right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (3.34)$$

Добуток всіх ступенів підвищення тиску ступенів має дорівнювати ступеня підвищення тиску лопаткового апарата:

$$\pi_{\text{ла}}^* = \prod_{i=1}^z \pi_{\text{ст}i}^* \quad (3.35)$$

За величиною цього добутку знаходять  $\pi_{\text{ла}}^*$  і знаходять поправковий коефіцієнт

$$K_{\pi} = \left( \pi_{\text{ла}}^* / \prod_{i=1}^z \pi_{\text{ст}i}^* \right)^{\frac{1}{z}} \quad (3.36)$$

Уточнюємо значення  $\pi_{\text{ст}i}^*$  і  $\eta_{\text{ад.ст}i}^*$

$$\pi_{\text{ст}i}^* = \pi_{\text{ст}i}^{\prime*} K_{\pi}; \quad (3.37)$$

$$\eta_{\text{ад}i}^* = \frac{C_p T_{\text{л}i}^* \left( \pi_{\text{ст}i}^{\prime* \frac{k-1}{k}} - 1 \right)}{H_{zi}} \quad (3.38)$$

Результати розрахунку заносяться у таблицю 3.1.

Таблиця 3.1 – Результати розрахунку компресора

Параметри	№ ступеня				
	1	2	3	...	$n$
$D_k$					
$U_{ki}$					
$C$					
$C_{1ai}$					
$C_{2ai}$					
$\eta_{ад.ст.i}$					
$T_{1i}^*$					
$\Delta T_{ст.i}$					
$\Delta T_{ад.ст.i}^*$					
$T_{3ад.i}$					
$\pi_{ст.i}^*$					
$H_{zi}^*$					
$\bar{H}_{zi}$					
$K_\pi$					
$\pi_{ст.i}^*$					
$\eta_{ад.ст.i}$					
$H_k = \sum_{i=1}^z H_{zi}^*$					



## 4. РОЗРАХУНОК ГАЗОВОЇ ТУРБІНИ

### 4.1 Вихідні дані

У розділі 2 за орієнтовними значеннями ККД турбін  $\eta_T$ ,  $\eta_{ТВТ}$ ,  $\eta_{ТНТ}$  були визначені  $L_T$ ,  $L_{ТВТ}$ ,  $L_{ТНТ}$ ,  $T_4$ ,  $T_{41}$ ,  $G_T$ . Усі ці параметри необхідно уточнити нижче у докладному розрахунку турбіни. Не потрібні уточнення значень ступеня розширення  $\phi_T$  і параметрів газу перед турбіною  $P_3$ ,  $T_3$ .

Окрім параметрів  $P_3$ ,  $T_3$ ,  $\phi_T$ , ґрунтуючись на технічних характеристиках прототипу, беруться як відомі частоти обертання  $n_{ТВТ}$ ,  $n_{ТНТ}$ , кількість ступенів  $z_{ТВТ}$ ,  $z_{ТНТ}$ , а також у першому наближенні  $\bar{\Theta}_{\text{прот}} = \bar{D}_{\text{с прот}} / \bar{l}_{\text{с прот}}$  – відношення середнього діаметра до висоти сопел ступеня, який розташований у середній частині прототипу усієї турбіни. Вихідні дані заносяться у таблицю 4.1.

Таблиця 4.1 – Вихідні дані для розрахунку турбіни

Турбіна	$n$ , об./хв.	$z$	$C_p$ , кДж/(кг·К)	$m$	$\phi$	$\bar{\Theta}_{\text{прот}}$

### 4.2 Допущення теплового розрахунку турбіни

1. Коефіцієнт швидкості сопел  $\phi = 0,97$
2. Коефіцієнт швидкості робочих лопаток  $\psi = 0,93$
3. Коефіцієнти витрати сопел і робочих лопаток до  $\mu_c$ ,  $\mu_d$  у розрахунку не використовуються.
4. У межах кожного ступеня коефіцієнти  $C_p$  і  $m$  не змінюються.
5. Система охолодження відсутня.
6. Середній діаметр сопел і робочих лопаток беруться однаковими  $D_{\text{серс}} = D_{\text{серл}} = D_c$ .
7. Витікання через переднє кінцеве ущільнення відсутнє.

### 4.3 Побудова профілю проточної частини турбіни у меридіональній площині

Незалежно від кількості валів турбіни адіабатичний перепад ентальпій у ній  $H_T = \frac{L_T}{\eta_T}$ , менший від суми адіабатичних перепадів усіх ступенів багатоступінчатої турбіни  $\sum_{i=1}^z H_i$ .  $\sum_{i=1}^z H_i = H_T(1 + \mu)$ , де  $\mu$  – коефіцієнт повернення тепла у багатоступінчатій турбіні;  $z$  – число ступенів.

Для ступенів і з законом закручення сопел уздовж радіусу  $\alpha_1 = \text{const}$  оптимальний адіабатичний перепад ентальпій, який відповідає приблизно осьовому виходу потоку зі ступеня  $\alpha_2 \approx 90^\circ$ , кДж/кг,

$$H_{\text{опт}} = \frac{5,48 \cdot 10^{-6} \cdot (1 - \kappa) \cdot D_c^2 \cdot n^2 \cdot (1 - \rho_k) \cdot \left(1 - \frac{1}{\Theta}\right)^{2 \cdot \varphi^2 \cdot \cos \alpha_1}}{\varphi^2 \cdot \cos^2 \alpha_1} \quad (4.1)$$

де  $k = \frac{H_p}{H-1}$  – коефіцієнт, враховуючий відмінність адіабатичного перепаду ентальпій  $H$  від наявного перепаду ентальпій  $H_p = H + \chi'_{\text{вс}} \Delta h'_{\text{в}}$  (для 1-го ступеня  $k = 0$ , для інших 0,04–0,07),  $D_c$  – середній діаметр ступеня у метрах,  $\rho_k$  – кореневий степінь реактивності,  $\alpha_1$  – кут виходу потоку з сопел у абсолютному русі,  $\Theta = D_c/l_c$  – відношення середнього діаметра ступеня до висоти сопел  $l_c$ ;  $n$  – частота обертання (об/хв).

Для ГТУ, виконаної за блокувальною схемою (одновальної ГТУ) з рівняння

$$H_T(1 + \mu) = z \cdot H_{\text{опт}}$$

де  $H_T = C_p \cdot T_{41} (1 - \varphi_{\text{ст}}^{-m})$ , можна визначити оптимальний середній діаметр ступеня, розташований у середній частині турбіни, м,

$$\overline{D_c} = \sqrt{\frac{H_T \cdot (1 + \mu) \cdot \varphi^2 \cdot \cos^2 \alpha_1}{5,48 \cdot 10^6 \cdot (1 - \chi) \cdot n^2 \cdot (1 - \rho_k) \cdot \left(1 - \frac{1}{\Theta}\right)^{2 \varphi^2 \cos^2 \alpha_1} \cdot z}}. \quad (4.2)$$

При розрахунку багатоступінчатих турбін можна прийняти  $\mu = 0,05$ , а для одноступінчатих турбін, звісно,  $\mu = 0$ . Важливо підкреслити, що мінімальному  $\rho_k = 0,05$  відповідає мінімальний діаметр  $\bar{D}_c$ . Підвищення  $\rho_k$  підвищує економічність турбіни, однак при цьому підвищується  $\bar{D}_c$ , але зменшується висота лопаток. При розрахунку за формулою 4.2 можна прийняти  $\alpha_1 = 20^\circ$ .

*Визначення висоти і осьової ширини лопаток.*

Геометрію проточної частини усієї турбіни слід будувати за довжинами вхідної кромки сопел першого ступеня  $l_{\text{вх}}$  і вихідної кромки робочих лопаток останнього ступеня  $l_{\text{вих}}$ , використовуючи орієнтовні значення осьових швидкостей на вході та виході з турбіни. Звичайно на вході осьова швидкість  $C_{a \text{ вх}} = 50 \div 80$  м/с, на виході  $C_{a \text{ вих}} = 100 \div 150$  м/с. З рівняння витрати отримуємо:

$$l_{\text{вх}} = \frac{G \cdot R \cdot T_3}{\pi \cdot \bar{D}_c \cdot P_3 \cdot C_{a \text{ вх}}}, \quad (4.3)$$

$$l_{\text{вих}} = \frac{G \cdot R \cdot T_3}{\pi \cdot \bar{D}_c \cdot P_y \cdot C_{a \text{ вих}}}. \quad (4.4)$$

Для ступеня, розташованого у середній частині усієї турбіни,

$$\bar{l}_c = (l_{\text{вх}} + l_{\text{вих}}) / 2, \quad (4.5)$$

$$\bar{\Theta} = \bar{D}_c / \bar{l}_c. \quad (4.6)$$

Якщо отримане за формулою (4.6) значення  $\bar{\Theta}$  відрізняється від прийнятого у першому наближенні  $\Theta_{\text{прот}}$  з таблиці 4.1, уточнюємо  $\bar{D}_c$ , підставляючи у формулу 4.2 замість  $n$  середню частоту обертання  $(n_{\text{ТВТ}} + n_{\text{ТНТ}}) / 2$ , а замість  $\Theta_{\text{прот}}$  – відношення  $\Theta$ .

Висота робочих лопаток першого ступеня

$$l_{\text{рл}} = l_{\text{вх}} + (0,05 \div 0,1) \cdot l_{\text{вх}}. \quad (4.7)$$

Незалежно від числа валів ГТУ довжина робочих лопаток кожного ступеня знаходять інтерполяцією довжин  $l_{\text{вх}}$  і  $l_{\text{вих}}$ :

$$l_{pi} = l_{p1} + (l_{вих} - l_{p1}) \cdot \frac{i-1}{z-1}. \quad (4.8)$$

де  $i$  – номер ступеня;  $z$  – число ступенів.

Схема проточної частини турбіни з постійним діаметром  $D_c = \bar{D}_c = const$  показана на рисунку 4.1

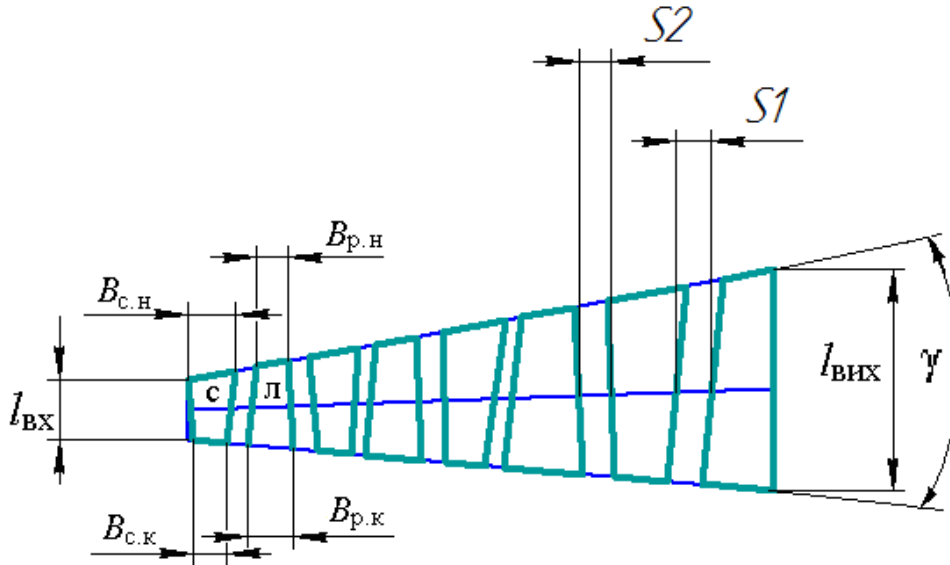


Рисунок 4.1 – Проточна частина турбіни при  $D_c = const$

Будування проточної частини можливо, якщо відома осьова ширина лопаток  $B_{с.к}$ ,  $B_{с.н}$ ,  $B_{р.к}$ ,  $B_{р.н}$ , а також міжвінцеві ( $S_1$ ) і міжступеневі ( $S_2$ ) зазори на середньому діаметрі.

Рекомендації для вибору цих параметрів наведені в [5]:

$$S_1 = (0.1 \div 0.2) \cdot l_p, \quad (4.9)$$

$$S_2 = (0.2 \div 0.3) \cdot l_p, \quad (4.10)$$

$$B_{р.к} = (0.2 \div 0.4) \cdot l_p, \quad (4.11)$$

$$B_{р.н} = (0.15 \div 0.3) \cdot l_p, \quad (4.12)$$

$$B_{с.к} = (0.9 \div 1.2) \cdot B_{р.к}, \quad (4.13)$$

$$B_{с.н} = (1.2 \div 1.5) \cdot B_{р.н}. \quad (4.14)$$

Якщо форма проточної частини прийнята з постійним кореневим діаметром  $D_k = const$ , то після знаходження  $\bar{l}_c$  і  $\bar{\theta}$  знаходиться  $D_k = \bar{l}_c \cdot (\bar{\theta} - 1)$  і середні діаметри ступенів  $D_c = D_k + l_p$ . При  $\theta > 12$  соплові і робочі лопатки

виконуються циліндричними ( $B_{с.к} = B_{с.н}$ ,  $B_{р.к} = B_{р.н}$ ), якщо  $\Theta < 8$ , то і соплові і робочі лопатки мають змінну уздовж висоти осьову ширину ( $B_{с.к} < B_{с.н}$ ,  $B_{р.к} > B_{р.н}$ ).

Після виконання за формулами (4.2) – (4.14) приступають до побудови проточної частини, яку будують поступінчато, від першого ступеня до останнього. Потім перевіряють кут розкриття проточної частини  $\gamma$ , який має знаходитись у межах  $7^\circ - 12^\circ$  (допускається кут до  $20^\circ$ ).

Якщо отриманий кут суттєво відрізняється від рекомендованого, коректують величини  $B_c$ ,  $B_p$ ,  $S_1$ ,  $S_2$ , а потім знаходять висоти соплових лопаток  $l_c$ , необхідні для подальшого теплового розрахунку ступенів. Відмінністю середніх діаметрів соплових та робочих решіток, як зазначалося у підрозділі 4.2, можна зневажати і середнім діаметром ступеня вважати середній діаметр сопел  $D_c = D_k + l_c$ ,  $\Theta = D_c/l_c$ . Результати розрахунків заносяться в табл. 4.2.

Таблиця 4.2 – Геометричні параметри ступеня, мм

Номер ступеня	$l_p$	$B_{с.к}$	$B_{с.н}$	$B_{р.к}$	$B_{р.н}$	$S_1$	$S_2$	$D_c$	$\Theta$
1									
2									
3									
4									

#### 4.4 Детальний розрахунок проточної частини турбіни

В орієнтовному розрахунку приймаємо однаковими ступені розширення у всіх ступенях турбіни:  $\varphi_i = \sqrt[z]{\varphi_T}$ .

Відносний внутрішній ККД являє собою відношення питомої корисної роботи турбіни  $L$  (або корисновикористаного перепаду ентальпій) до наявної енергії, що є у ступені  $E$ :

$$E = H + x'_{вс} \cdot \Delta h'_{в} - x_{вс} \cdot \Delta h_{в} , \quad (4.15)$$

У ступені використовується адіабатичний перепад  $H$ , частина кінетичної енергії потоку попереднього ступеня  $x'_{\text{вс}} \cdot \Delta h'_{\text{в}}$ , а частина кінетичної енергії ступеня, що розраховується,  $x_{\text{вс}} \cdot \Delta h_{\text{в}}$  використовується в наступному ступені.

$$\eta_{oi} = \frac{L}{E} = \frac{H + x'_{\text{вс}} \cdot \Delta h'_{\text{в}} - \Delta h_{\text{с}} - \Delta h_{\text{л}} - \Delta h_{\text{в}} - \Delta h_{\text{ду}} - \Delta h_{\text{пу}} - \Delta h_{\text{т}}}{E}, \quad (4.16)$$

де  $\Delta h_{\text{с}}, \Delta h_{\text{л}}, \Delta h_{\text{в}}$  – абсолютні втрати у соплах, на робочих лопатках, з вихідною швидкістю;  $\Delta h_{\text{ду}}, \Delta h_{\text{пу}}, \Delta h_{\text{т}}$  – додаткові абсолютні втрати у ступені від протікань через діафрагмове ущільнення, периферійного ущільнення та від тертя диску.

ККД без врахування без додаткових втрат, називається відносним лопатковим:

$$\eta_{ол} = \frac{L_{\text{л}}}{E} = \frac{H + x'_{\text{вс}} \cdot \Delta h'_{\text{в}} - \Delta h_{\text{с}} - \Delta h_{\text{л}} - \Delta h_{\text{в}}}{E}, \quad (4.17)$$

де  $L_{\text{л}}$  – питома робота «на окружності колеса».

$$\eta_{oi} = \eta_{ол} - \zeta_{\text{ду}} - \zeta_{\text{пу}} - \zeta_{\text{т}}, \quad (4.18)$$

де  $\zeta_{\text{ду}} = \frac{\Delta h_{\text{ду}}}{E}$ ,  $\zeta_{\text{пу}} = \frac{\Delta h_{\text{пу}}}{E}$ ,  $\zeta_{\text{т}} = \frac{\Delta h_{\text{т}}}{E}$  – відносні втрати від протікань та тертя диска.

Розрахунок починають від першого ступеня, закінчують останнім, результати заносять в таблицю 4.3.

При розрахунку схеми ГТУ питома внутрішня робота турбіни  $L_{\text{т}}$  була обчислена у розділі 2 за точним значенням перепаду  $H_{\text{т}} = C_p \cdot T_3 \cdot (1 - \varphi_{\text{т}}^{-m})$  і приблизним значенням  $\eta_{\text{т}}$ . Точне значення відносного адіабатичного ККД турбіни:

$$\eta_{\text{т}} = N_{\text{т}} / G H_{\text{т}}. \quad (4.19)$$

Таблиця 4.3 – Розрахунок ступенів турбіни

№ п/п	Параметр	Спосіб визначення	Ступені турбіни			
			1	2	3	4
1	Ступінь розширення турбін	$\varphi$				
2	Частота обертання, об/хв	$n_{ст}$				
3	Ступінь розширення ступеня турбіни	$\varphi_i = \sqrt[3]{\varphi_t}$				
4	Тиск перед ступенем, бар	$P_n = P_k \cdot \varphi_i$				
5	Температура перед ступенем, К	$T_n$ формула 5. 27				
6	Коефіцієнт $x'_{вс}$	прийняти від 0 до 1				
7	Ступінь реактивності у корінному перетині	$\rho_k$				
8	Середній діаметр	$D_c$				
9	Відношення	$\theta$ (табл. 5.2)				
10	Ступінь реактивності на середньому діаметрі	$P = 1 - (1 - \rho_k)(1 - 1/\theta)^{1,66}$				
11	Теплоємність, кДж/(кг·К)	$C_p$ за формулами 2.4 та 3.25				
12	Коефіцієнт	$m = 0,287/C_p$				
13	Адіабатичний перепад, кДж/кг	$H = C_p T_n (1 - \varphi_i^m)$				
14	Висота сопел, м	$l_c$				
15	Перепад у соплах, кДж/кг	$h_c = H(1 - \rho)$				
16	Ступінь розширення сопла	$\varphi_c = (1 - h_c/C_p T_n)^{-1/m}$				
17	Тиск за соплом, бар	$P_c = P_n/\varphi_c$				

Продовження таблиці 4.3

18	Коефіцієнт швидкості сопла	$\varphi$ приймаємо	0,97			
19	Колова швидкість	$U_c = \pi D_c n / 60$				
20	Абсолютна швидкість за соплом, м/с	$C_1 = \varphi \sqrt{2000(h_c + \chi'_{вс} \Delta h'_c)}$				
21	Температура за соплом, К	$T_c = T_{п}^* - C_i^2 / (2000 C_p)$				
22	Ступінь розширення у робочих лопатках	$\varphi_{л} = \varphi_i / \varphi_c$				
23	Реактивний перепад, кДж/кг	$h_{л} = C_p T_c (1 - \varphi_{л}^{-m})$				
24	$\sin \alpha_1$	$\sin \alpha_1 = \frac{91.35 \cdot G \cdot T_c}{P_c \cdot 10^5 \cdot D_c \cdot l_c \cdot C_1}$				
25	Кут потоку за соплом, град	$\alpha_1$				
26	Відносна швидкість перед робочими лопатками, м/с	$W_1 = \sqrt{C_1^2 + U_c^2 - 2 C_1 U_c \cos \alpha_1}$				
27	$\sin \beta_1$	$\sin \beta_1 = C_1 \sin \alpha_1 / W_1$				
28	Кут потоку перед робочими лопатками, град	$\beta_1$				
29	Коефіцієнт швидкості робочих лопаток	$\psi$ приймаємо				
30	Відносна швидкість за робочими лопатками, м/с	$W_2 = \psi \sqrt{W_1^2 + 2000 h_{л}}$				
31	Температура за робочими лопатками, К	$T_2 = T_c - (W_1^2 - W_2^2) / 2000 C_p$				
32	$\sin \beta_2$	$\sin \beta_2 = \frac{91,35 \cdot G \cdot T_2}{P_{к} \cdot 10^5 \cdot D_c \cdot l_{л} *}$				



Продовження таблиці 4.3

33	Кут потоку за робочими лопатками, град	$\beta_2$				
34	Абсолютна швидкість потоку за ступінь, м/с	$C_2 = \sqrt{W_2^2 + U_c^2 - 2W_2 U_c \cos \beta_2}$				
35	$\cos \alpha_2$	$\cos \alpha_2 = (W_2 \cos \beta_2 - U_c) / C_2$				
36	Кут виходу потоку з ступені, град	$\alpha_2$				
37	Коефіцієнт $\chi_{\text{вс}}$	Прийняти від 0 до 1				
38	Втрати в соплах, кДж/кг	$\Delta h_c = (1 - \varphi^2) C_1^2 / 2000 \varphi^2$				
39	Втрати на робочому колесі, кДж/кг	$\Delta h_{\text{л}} = (1 - \psi^2) W_2^2 / 2000 \psi^2$				
40	Вихідні втрати, кДж/кг	$\Delta h_{\text{в}} = C_2^2 / 2000$				
41	Наявна енергія, кДж/кг	$E = H + \chi'_{\text{вс}} \Delta h'_{\text{в}} - \chi_{\text{вс}} \Delta h_{\text{в}}$				
42	Відносний лопатковий ККД	$\eta_{ol}$ за формулою 4.17				
43	Температура гальмування за ступ., К	$T_{\text{к}}^* = T_{\text{п}}^* - E \cdot \eta_{oi} / C_p$				
44	Температура за ступ., К	$T_{\text{к}} = T_{\text{к}}^* - \Delta h_{\text{в}} / C_p$				
45	Зазор в діафрагм ущільненні, м	$\delta_{\text{ду}}$				
46	Діаметр діафрагм. ущільнення, м	$d_{\text{ду}}$				
47	Площа діафрагм. ущільнень, м <sup>2</sup>	$f_{\text{ду}} = \pi d_{\text{ду}} \delta_{\text{ду}}$				
48	Число гребенів діафрагм. ущільнень, шт.	$z_{\text{ду}}$ прийняти				
49	Ступінь розширення у кореновому перетині сопел $\varphi_{\text{ск}}$	$\varphi_{\text{ск}} = \left(1 - \frac{H(1 - \rho_{\text{к}})}{C_p T_{\text{п}}}\right)^{-1/m}$				

Продовження таблиці 4.3

50	Тиск за соплами у кореновому перерезі, бар	$P_{ск} = P_{п} / \phi_{ск}$				
51	Витрата через діафрагм. ущільнення, кг/с	$G_{ду} = 7000 f_{ду} \frac{P_{н}}{\sqrt{T_{н}}} \cdot \sqrt{\left[1 - \left(\frac{P_{ск}}{P_{н}}\right)^2\right]} / z_{ду}$				
52	Відносна втрата у діафрагм. ущільненні	$\zeta_{ду} = \left(\frac{G_{ду}}{G}\right) \cdot \eta_{ол}$				
53	Зазор у периферійному ущільненні, м	$\delta_{пу}$ прийняти				
54	Відносна втрата у периферійному ущільненні	$\zeta_{пу} = \frac{0,9}{\sin \beta_2} \cdot \frac{\delta_{пу}}{l_n}$				
55	Площа сопел, м <sup>2</sup>	$F_c = \pi D_c l_c \sin \alpha_1$				
56	Відношення швидкостей	$\frac{U_c}{C_\phi} = \frac{U_c}{\sqrt{2000E}}$				
57	Відносна втрата тертя диска	$\zeta_{тр} = \frac{0,7 \cdot 10^{-3} D_c^2 \left(\frac{U_c}{C_\phi}\right)^3}{F_c}$				
58	Відносний внутрішній ККД	$\eta_{oi} = \eta_{ол} - \zeta_{ду} - \zeta_{пу} - \zeta_{тр}$				
59	Потужність ступеня, кВт	$N_i = G \cdot E \cdot \eta_{oi}$				
60	Потужність турбіни, кВт	$N_T = \sum N_i$				

## СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Шнеэ Я.И. Газовые турбины, Ч.1. Термодинамические процессы и теплообмен в конструкциях / Я. И. Шнеэ, В.М. Капинос, И.В. Котляр. – Киев: «Вища школа», 1976. – 296 с.
2. Романовський Г.Ф. Теоретичні основи проектування суднових газотурбінних агрегатів: Навчальний посібник / Г.Ф. Романовський, М.В. Вищиленко, С.І. Сербін. – Миколаїв:УДМТУ, 2003. – 304 с.
3. Касаткін О.О. Розрахунки схем ГТУ. Навчально-методичний посібник. – Харків: ХДПУ, 1999 – 58 с.
4. Теория и расчет турбокомпрессоров. / К.П. Селезнев, Ю.Б. Галеркин и др. – Ленинград: Машиностроение, 1986.- 392 с.
5. Стационарные газотурбинные установки. / Арсеньев Л. В., Тырышкин В. Г., Богов И. А., Подобуев Ю. С., Левин Е.Е. – Ленинград: Машиностроение, 1989. – 543 с.

## ЗМІСТ

ВСТУП.....	3
1. ОПИС ПРИНЦИПАЛЬНИХ СХЕМ ГАЗОТУРБІННИХ УСТАНОВОК.....	4
2. РОЗРАХУНОК СХЕМИ ГТУ НА НОМІНАЛЬНИЙ РЕЖИМ РОБОТИ. ВИБІР ОПТИМАЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ .....	7
2.1 Термодинамічний розрахунок газотурбінних установок .....	7
2.2 Порядок термодинамічного розрахунку газотурбінної установки.....	9
3. ПОПЕРЕДНІЙ РОЗРАХУНОК ОСЬОВОГО КОМПРЕСОРА .....	16
3.1 Загальний пристрій і принцип дії осьового компресора .....	16
3.2 Попередній розрахунок осьового компресора.....	17
4. РОЗРАХУНОК ГАЗОВОЇ ТУРБІНИ .....	25
4.1 Вихідні дані .....	25
4.2 Допущення теплового розрахунку турбіни.....	25
4.3 Побудова профілю проточної частини турбіни у меридіональній площині .....	26
4.4 Детальний розрахунок проточної частини турбіни .....	29
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ .....	35

Навчальне видання

Методичні вказівки

до виконання випускної роботи бакалавра

«Розрахунок газотурбінної установки»

для студентів спеціальності 142 «Енергетичне машинобудування»,

спеціалізацій 142.02 «Комп'ютерна інженерія турбомашин»,

142.08 «Теплові процеси в енергетичному обладнанні»

Укладачі: ЮДІН Юрій Олексійович

ЛИТВИНЕНКО Оксана Олексіївна

ЛАПУЗІН Олександр Вікторович

Відповідальний за випуск проф. Усатий О.П.

Роботу до друку рекомендував проф. Ромашов Ю.В.

Редактор М.П. Єфремова

План 2020 р., поз. 88 \_\_\_\_\_

Підписано до друку \_\_\_\_\_. Формат 60×84 1/16. Папір офсетний.

Riso-друк. Гарнітура Times New Roman. Ум. друк. арк. 1,4.

Наклад 50 прим. Зам. № \_\_\_\_\_ Ціна договірна.

---

Видавничий центр НТУ «ХП».

Свідоцтво про державну реєстрацію ДК №5478 від 21.08.2017 р.  
61002, Харків, вул. Кирпичова, 2.

---

Самостійне електронне видання